

УДК 629.5.064

## РОЗРОБЛЕННЯ МОДЕЛІ ПЕРЕДАВАННЯ НАВАНТАЖЕННЯ ДЕТАЛЯМИ РУЛЬОВОЇ МАШИНИ ПЛУНЖЕРНОГО ТИПУ

**Проценко В. О.**, д.т.н., професор, професор кафедри транспортних систем і технічного сервісу Херсонського національного технічного університету, м. Херсон, Україна, email: 1904pvo@gmail.com, ORCID: 0000-0002-3468-4952;

**Настасенко В. О.**, д.т.н., професор, професор кафедри транспортних технологій та судноремонту Херсонської державної морської академії, м. Херсон, Україна, email: Nastasenko2004@ukr.net, ORCID: 0000-0002-0330-1138;

**Бабій М. В.**, к.т.н., доцент, доцент кафедри суднових технічних систем і комплексів Херсонської державної морської академії, м. Херсон, Україна, email: M\_Babiy@ukr.net, ORCID: 0000-0002-0560-2081.

*Стаття стосується навантажувальної здатності рульових машин плунжерного типу. Представлена математична модель враховує величину та співвідношення зазорів між плунжером та втулкою, а також плунжером і напрямною балкою. Залежно від співвідношення зусиль: бічного, достатнього для вибирання кутового зазору між плунжером та втулкою, та достатнього для вибирання лінійного зазору між повзуном плунжера та напрямною балкою, сприйняття бічного навантаження плунжером та напрямною балкою може відбуватись за шістьма варіантами. Записані співвідношення між згаданими зусиллями, що визначають кількість та границі переходів між описаними варіантами сприйняття навантаження. Розрахунки виконувались із використанням розробленої моделі на прикладі рульової машини Р-18. При цьому показано, що за наявності найбільших гранично допустимих правилами експлуатації зазорів, напрямна балка може сприймати 50...59% бічного навантаження лише при кутах перекладки стерна  $\alpha = 21...35^\circ$ , а в діапазоні найбільш поширених при роботі магістральних суден кутів повороту стерна  $\alpha = 0...10^\circ$  напрямна балка взагалі свою функцію не виконує, перевантажуючи плунжери, втулки та ущільнення. Показано, що з огляду на низьку ефективність роботи та суттєве ускладнення конструкції машини напрямною балкою, резерв для підвищення технічного рівня рульових машин плунжерного типу лежить у площині застосування нових типів механізмів для передачі навантаження від плунжерів на румпель.*

*Ключові слова:* рульова машина; плунжер; момент; навантаження; прогин.

**DOI: 10.33815/2313-4763.2024.2.29.139-150**

**Вступ.** Рульові машин, є одними з найбільш відповідальних елементів гвинторульового комплексу сучасних суден, від безвідмовності яких залежить безпека мореплавства та екологічна безпека людства [1]. Важливою характеристикою будь-якої машини є збережуваність – здатність зберігати стабільність технічної характеристики та робочих параметрів протягом всього періоду експлуатації. У механізмах з надлишковими зв'язками, протягом експлуатації відбувається перерозподіл навантажень між ланками, що призводить до перевантаження одних деталей і недовантаження інших [2–4]. Це може спричинити зміну технічної характеристики машини, зростання механічних втрат, що формує умови для удосконалення механізмів існуючих машин різноманітного призначення [5, 6].

**Аналіз публікацій.** Відомі дослідження суднових гідравлічних рульових машин (ГРМ) стосуються проблем удосконалення керування ними [7]. Дослідженню власне механізмів ГРМ присвячені роботи [8–11]. Так, у роботі [8] показано, що для механізмів плунжерних ГРМ з напрямними балками характерна наявність значної кількості надлишкових зв'язків, що потребує виконання значного обсягу пригонювальних робіт при встановленні машини на фундамент, один із варіантів удосконалення механізму для зменшення обсягу таких робіт запропоновано у [9]. У роботах [10, 11] розглянуто частинні випадки передавання поперечного навантаження плунжером та напрямною балкою за відсутності заземлення плунжера в опорах. Загальної моделі сприйняття навантаження плунжером у парі з напрямною балкою за наявності зазорів, що враховує їх величину та співвідношення між ними, наразі не створено, що планується вирішити в даній роботі.

**Метою роботи** є розроблення моделі сприйняття навантаження плунжером у парі з напрямною балкою, що враховує величину та співвідношення зазорів між плунжером і втулкою, а також плунжером і напрямною балкою, для подальшого аналізу впливу експлуатаційних факторів, на розподіл навантаження між плунжером та напрямною балкою, а також оцінки ефективності роботи останньої.

**Завдання роботи:**

– розкрити механізм сприйняття та передавання бічного навантаження плунжером та напрямною балкою за умов наявності зазорів між плунжером та втулкою, а також плунжером та напрямною балкою, а саме встановити можливі варіанти сприйняття навантаження цими деталями залежно від умов закріплення плунжера;

– отримати співвідношення для оцінки піддатливості плунжера за умови жорсткого защемлення його в одній з опор;

– записати співвідношення, що визначають кількість та границі переходів між варіантами сприйняття навантаження деталями ГРМ;

– оцінити ефективність роботи напрямної балки при перекладці стерна за наявності значних зазорів між елементами.

**Виклад основного матеріалу.** Аналіз розподілу навантаження між плунжером та напрямною під час роботи машини з урахуванням можливих зазорів, що виникають за рахунок зносу її деталей виконуватимемо на прикладі рульової машини Р-18 (рис. 1).



Рисунок 1 – Загальний вигляд механізму рульової машини типу Р-18

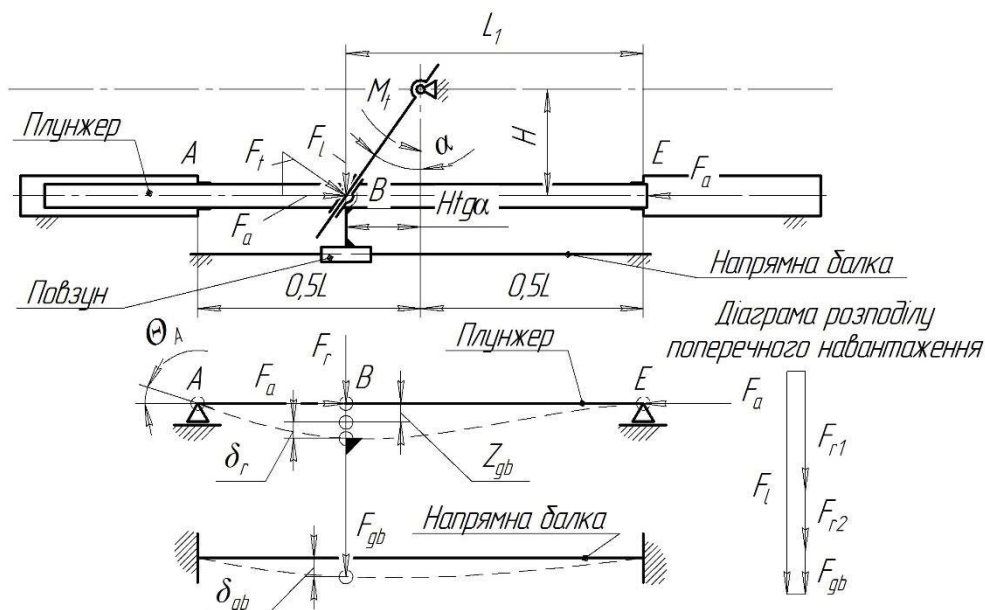


Рисунок 2 – Розрахункова схема механізму рульової машини Р-18

На першому етапі розглянемо розрахункову схему механізму такої машини, що показана на рис. 2. Бічне зусилля  $F_l$ , що діє на плунжер та напрямну балку з боку румпеля визначається відомим співвідношенням [1]:

$$F_l = F_t \sin \alpha = \frac{M_t}{2H} \sin \alpha \cos \alpha = \sum_{i=1}^n F_{ri} + F_{gb}, \quad (1)$$

де  $F_t$  – колове зусилля на румпелі;

$\alpha$  – кут перекладки стерна;

$M_t$  – момент на румпелі (з урахуванням гідродинамічного опору повороту стерна та втрат в опорах балера);

$H$  – відстань між осями балера та плунжера;

$F_{ri}$  – частина бічного зусилля, що сприймається плунжером на  $i$ -й стадії його навантаження;

$F_{gb}$  – частина бічного зусилля, що сприймається напрямною балкою.

Плунжер працює в умовах повздовжньо-поперечного згину, його прогин за умов відсутності защемлення в обох опорах становитиме [12]:

$$\delta_r = \frac{\delta_{r0}}{1 - \frac{F_a}{F_{Eu}}}, \quad (2)$$

де  $\delta_{r0}$  – прогин плунжера як двохопорної балки при поперечному згині від дії тільки радіальної сили  $F_r$ ;

$F_a$  – осьова сила, що стискає плунжер;

$F_{Eu}$  – сила Ейлера для плунжера.

$$F_a = F_t \cos \alpha = \frac{M_t \cos^2 \alpha}{2H}; \quad (3)$$

$$F_{Eu} = \frac{\pi^2 EJ_r}{L_1^2}; \quad (4)$$

$$L_1 = 0,5L + H \operatorname{tg} \alpha, \quad (5)$$

де  $J_r$  – момент інерції поперечного перерізу плунжера;

$E$  – модуль пружності матеріалу плунжера;

$L$  – відстань між гідроциліндрами.

Для машини Р-18 максимальний момент на румпелі складає  $M_t = 1000$  кН·м, основні розміри машини наступні:  $H = 600$  мм,  $L = 1600$  мм. Направну та плунжер виготовлено зі сталі ( $E = 2,1 \times 10^5$  МПа), останній має кільцевий переріз із зовнішнім і внутрішнім діаметрами  $d_r = 240$  мм,  $d_{r1} = 160$  мм та моментом інерції  $J_r = 130690254$  мм<sup>4</sup>. За таких параметрів (для  $\alpha = 35^\circ$ , де максимальна довжина плунжера і величина осьового зусилля), урахування повздовжнього згину дає приріст прогину не більше 0,31% ( $\delta_r = 1,0031\delta_{r0}$ ). З огляду на це враховуємо лише поперечний згин плунжера.

За наявності зазорів  $2Z$  між плунжером та втулкою гідроциліндра, а також  $Z_{gb}$  у сполученні плунжера з напрямною балкою, сприйняття плунжером та напрямною балкою буде відбуватись у  $n$  етапів. Кількість цих етапів завчасно визначити неможливо, оскільки вони визначаються конкретним співвідношенням зазорів, жорсткістю плунжера і напрямної, а також положенням точки прикладення бічного зусилля.

У випадку відсутності чи вибиранні зазора  $Z_{gb}$  у сполученні плунжера з напрямною балкою матимемо останній,  $n$ -й етап сприйняття бічного навантаження, де утворюється елементарна двобалкова система ЕДБС (рис. 4, III), де плунжер є балкою з радіальною піддатливістю  $\lambda_m$ , а напрямна балка – жорстко защемленою обома кінцями з радіальною піддатливістю  $\lambda_{gb}$ . Для такої системи справедливими є співвідношення (6) між зусиллями та деформаціями.

$$\begin{cases} F_m + F_{gb} = F_l - \sum_{i=1}^{n-1} F_{ri}; \\ \delta_m = \delta_{gb}; \\ \delta_m = F_m \lambda_m; \\ \delta_{gb} = F_{gb} \lambda_{gb}, \end{cases} \Rightarrow F_m = \left[ F_l - \sum_{i=1}^{n-1} F_{ri} \right] \frac{\lambda_m}{\lambda_m + \lambda_{gb}}; F_{gb} = \left[ F_l - \sum_{i=1}^{n-1} F_{ri} \right] \frac{\lambda_{gb}}{\lambda_m + \lambda_{gb}}. \quad (6)$$

де  $F_{ri}$  – поперечне зусилля, що навантажує плунжер на  $i$ -му етапі сприйняття навантаження.

Умови закріплення плунжера як двохопорної балки на  $i$ -му етапі можуть відрізнитись залежно від наступних чинників. За наявності зазора  $2Z$  між плунжером та втулкою гідроциліндра (рис. 3) можливий поворот його кінця в опорі  $A$  на величину:

$$\theta_{max} = \frac{2Z}{l_s}, \quad (7)$$

де  $l_s$  – довжина плунжерної втулки.

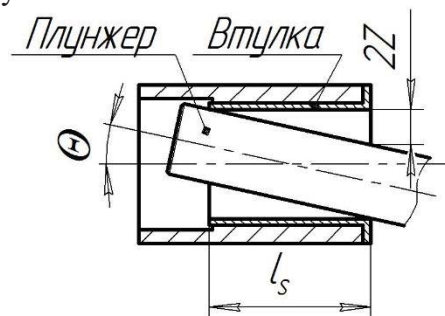


Рисунок 3 – Схема розташування плунжера у втулці

За наявності в опорі  $A$  достатнього кутового зазора ( $\theta_A \leq \theta_{max}$ ), плунжер матиме можливість деформуватись як балка на двох шарнірних опорах (рис. 4, I), а прогин у точці  $B$  прикладення поперечного зусилля та піддатливість для цього випадку обчислюватиметься як (8). Кут повороту в опорі  $A$  – за виразом (9) [13], а прогин і піддатливість напрямної – за виразом (10).

$$\delta_{r1} = F_{r1} \frac{L_1^2 (L - L_1)^2}{3EJ_r L} = F_{r1} \lambda_{r1}; \quad (8)$$

$$\theta_A = F_{r1} \frac{L^2 (L_1 / L - [L_1 / L]^3)}{6EJ_r}; \quad (9)$$

$$\delta_{gb} = F_{gb} \frac{L_1^3 (L - L_1)^3}{3EJ L^3} = F_{gb} \lambda_{gb}, \quad (10)$$

де  $J_{gb} = 284981668 \text{ мм}^4$  – момент інерції поперечного перерізу напрямної балки;  
 $E$  – модуль пружності матеріалу плунжера та напрямної балки.

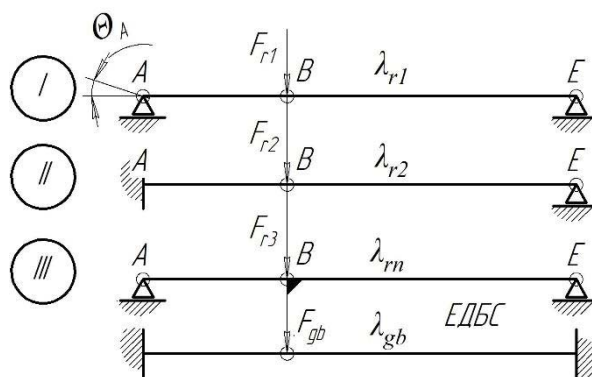


Рисунок 4 – Схема до визначення кількості стадій сприйняття навантаження

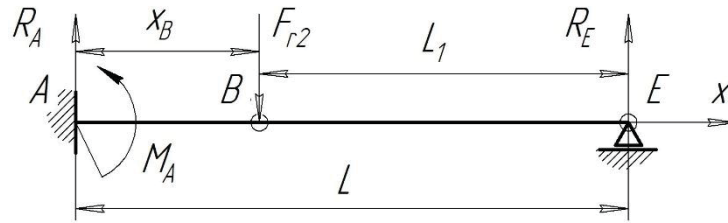


Рисунок 5 – Розрахункова схема плунжера із защемленим кінцем

У випадку відсутності куткового зазора в опорі плунжера  $A$ , її слід вважати жорстким защемленням (рис. 4, II), а вирази для прогину і піддатливості належить отримати далі.

Для цього записуємо рівняння для згинального моменту в поперечному перерізі плунжера від дії радіальної сили  $F_{r2}$  (вісь  $x$  збігається з віссю плунжера) (рис. 5):

$$M_x = M_A - R_A x. \quad (11)$$

Для знаходження реакції  $R_A$  записуємо вираз для прогину  $y_E$  в опорі  $E$  від сили  $F_{r2}$  та від сили  $R_E$ :

$$y_{EFr2} = F_{r2} \frac{(L - L_1)^2 [2L + L_1]}{6EJ_r}; \quad (12)$$

$$y_{ER_E} = R_E \frac{L^3}{3EJ_r}; \quad (13)$$

Звідки, прирівнявши два останніх вирази, отримаємо співвідношення для реакцій  $R_E$ ,  $R_A$  та  $M_A$ :

$$R_E = F_{r2} \frac{(L - L_1)^2 [2L + L_1]}{2L^3}; \quad (14)$$

$$R_A = F_{r2} - R_E = F_{r2} \left( 1 - \frac{(L - L_1)^2 [2L + L_1]}{2L^3} \right); \quad (15)$$

$$M_A = R_E L - F_{r2} (L - L_1) = F_{r2} \left( \frac{(L - L_1)^2 [2L + L_1]}{2L^2} - (L - L_1) \right). \quad (16)$$

З урахуванням отриманих результатів, можна переписати вираз (11) для моменту в поперечному перерізі плунжера та скласти спрощене диференціальне рівняння (17) його пружної осі  $x$ :

$$M_x = F_{r2} \left\{ \left( \frac{(L - L_1)^2 [2L + L_1]}{2L^2} - (L - L_1) \right) - \left( 1 - \frac{(L - L_1)^2 [2L + L_1]}{2L^3} \right) x \right\} = EJ_r \frac{d^2 y}{dx^2}; \quad (17)$$

Початкові умови для розв'язання останнього рівняння такі: при  $x = 0$ ,  $y = 0$  та  $dy/dx = 0$ . Розв'язання рівняння (17) дає можливість отримати вираз для прогину в т.  $B$  ( $x_B = L - L_1$ ) прикладення бічної сили та радіальної піддатливості плунжера:

$$y_B = \delta_{r2} = F_{r2} \frac{L_1 (L - L_1)^3 [6L^2 + 3LL_1 - L_1^2]}{12EJ_r L^3} = F_{r2} \lambda_{r2}; \quad (18)$$

Поперечне зусилля на плунжері, яке необхідне для повного вибирання куткового зазора  $\theta_{\max}$  в опорі  $A$  (рис. 3), обчислюватиметься за виразом (19), прогин плунжера, який відповідатиме цьому зазору – за виразом (20), а зусилля, необхідне для прогину плунжера (шарнірно закріпленого) на величину зазора між плунжером та напрямною  $Z_{gb}$  – за виразом (21).

$$F_{\theta} = \frac{6EJ_r \theta_{\max}}{L^2(L_1/L - [L_1/L]^3)}; \quad (19)$$

$$\delta_{\theta} = \frac{2\theta_{\max}(L-L_1)^2 L_1^2}{L^3(L_1/L - [L_1/L]^3)}; \quad (20)$$

$$F_z = \frac{Z_{gb}}{\lambda_{r1}}. \quad (21)$$

Співвідношення між зусиллями  $F_{\theta}$ ,  $F_z$  та  $F_l$  визначає кількість стадій сприйняття навантаження, його можливі варіанти (їх кількість  $3! = 6$ ) наведено далі.

Випадки 1–2. При  $F_l < F_{\theta} < F_z$  чи  $F_l < F_z < F_{\theta}$  бічного зусилля  $F_l$  недостатньо, щоб вибрати кутовий зазор між плунжером та втулкою ( $\Delta\theta_A = (\theta_{\max} - \theta_A) \geq 0$ ) та лінійний зазор між плунжером та напрямною  $Z_{gb}$ . Відповідно, все навантаження сприйматиме плунжер, як балка на двох шарнірних опорах. Кількість стадій сприйняття навантаження при цьому становитиме  $n = 1$ , а розрахункова схема матиме вигляд *I* за рис. 4. Навантаження і деформації плунжера та напрямної при цьому становитимуть:

$$\begin{aligned} F_r &= F_l; \\ F_{gb} &= 0; \\ \delta_r &= F_l \lambda_{r1}; \\ \delta_{gb} &= 0. \end{aligned} \quad (22)$$

Випадок 3. При  $F_{\theta} < F_l < F_z$  бічного зусилля  $F_l$  недостатньо, щоб вибрати лінійний зазор  $Z_{gb}$  між плунжером і напрямною балкою, але вистачає, щоб вибрати кутовий зазор між плунжером і втулкою ( $\Delta\theta_A < 0$ ). Відповідно, сприйняття навантаження відбуватиметься за дві стадії ( $n = 2$ ): деформування плунжера відбуватиметься спочатку як балки на обох шарнірних опорах, а потім – з одною защемленою, а другою шарнірною (рис. 5), а напрямна балка не працюватиме. Розрахункова схема матиме вигляд *I + II* за рис. 4. Навантаження і деформації плунжера та напрямної при цьому становитимуть:

$$\begin{aligned} F_r &= F_l = F_{r1} + F_{r2} = F_{\theta} + F_{r2}; \\ F_{gb} &= 0; \\ \delta_r &= \delta_{\theta} + F_{r2} \lambda_{r2} = \delta_{\theta} + (F_l - F_{\theta}) \lambda_{r2}; \\ \delta_{gb} &= 0. \end{aligned} \quad (23)$$

Випадок 4. При  $F_z < F_l < F_{\theta}$  бічного зусилля  $F_l$  недостатньо, щоб вибрати кутовий зазор між плунжером і втулкою ( $\Delta\theta_A \geq 0$ ), але достатньо, щоб вибрати лінійний зазор  $Z_{gb}$  між плунжером і напрямною балкою. Відповідно, сприйняття навантаження відбуватиметься за дві стадії ( $n = 2$ ): спочатку плунжер прогинатиметься на величину  $Z_{gb}$ , потім відбувається робота елементарної двобалкової системи описаної вище. Розрахункова схема матиме вигляд *I + III* за рис. 4. Навантаження і деформації плунжера та напрямної балки при цьому становитимуть:

$$\begin{aligned} F_r &= F_{r1} + F_{r2} = F_z + F_{r2}; \\ F_{r2} &= [F_l - F_z] \frac{\lambda_{r1}}{\lambda_{r1} + \lambda_{gb}}; \\ F_{gb} &= [F_l - F_z] \frac{\lambda_{gb}}{\lambda_{r1} + \lambda_{gb}}; \\ \delta_r &= Z_{gb} + F_{r2} \lambda_{r1}; \\ \delta_{gb} &= F_{gb} \lambda_{gb}. \end{aligned} \quad (24)$$

Випадки 5–6. Варіанти за яких  $F_\theta < F_Z < F_l$  чи  $F_Z < F_\theta < F_l$  є найскладнішими, вони справедливі для малих зазорів  $2Z$  між плунжером і втулкою (рульова машина після ремонту). Вважаємо, що в межах малих зазорів  $2Z$  між плунжером та втулкою одразу вибирається кутовий зазор між плунжером і втулкою ( $\Delta\theta_A < 0$ ), і опора  $A$  плунжера стає защемленою (рис. 5), а лінійний зазор  $Z_{gb}$  ще залишається не вибраним ( $\delta_\theta < Z_{gb}$ ). При цьому залишкове бічне зусилля та прогин плунжера як защемленої балки становитимуть:

$$\begin{aligned}\Delta F &= F_l - F_\theta; \\ \Delta\delta &= (F_l - F_\theta)\lambda_{r2}.\end{aligned}\quad (25)$$

Якщо  $\Delta\delta > (Z_{gb} - \delta_\theta)$  тоді навантаження передаватиметься на напрямну, а зусилля, яке здатний додатково сприйняти плунжер при вибранні зазора  $Z_{gb}$  становитиме:

$$F_{r2} = \frac{Z_{gb} - \delta_\theta}{\lambda_{r2}}.\quad (26)$$

Після вибирання зазора  $Z_{gb}$  між плунжером і напрямною балкою, вони працюватимуть як елементарна двобалкова система (рис. 2). Таким чином, передавання навантаження відбуватиметься в три стадії ( $n = 3$ ), розрахункова схема матиме вигляд I + II + III за рис. 4, а навантаження і деформації плунжера та напрямної при цьому становитимуть:

$$\begin{aligned}F_r &= F_{r1} + F_{r2} + F_{r3} = F_\theta + F_{r2} + F_{r3}; \\ F_{r3} &= [F_l - F_\theta - F_{r2}] \frac{\lambda_{r2}}{\lambda_{r2} + \lambda_{gb}}; \\ F_{gb} &= [F_l - F_\theta - F_{r2}] \frac{\lambda_{gb}}{\lambda_{r2} + \lambda_{gb}}; \\ \delta_r &= \delta_\theta + Z_{gb} + F_{r3}\lambda_{r2}; \\ \delta_{gb} &= F_{gb}\lambda_{gb}.\end{aligned}\quad (27)$$

Інакше, якщо  $\Delta\delta < (Z_{gb} - \delta_\theta)$ , то напрямна не вступатиме в роботу, а плунжер деформується в дві стадії ( $n = 2$ ), відповідно до випадків I + II за рис. 4, а навантаження і деформації плунжера та напрямної при цьому обчислюватимуться згідно (22).

Для всіх випадків ефективність роботи напрямної балки оцінюватимемо коефіцієнтом її навантаження:

$$K_{gl} = \frac{F_{gb}}{F_l}.\quad (21)$$

Результати деяких розрахунків із використанням отриманих теоретичних результатів представлено далі у вигляді графіків. При виконанні обчислень виходили з того, що плунжер у втулці встановлюється із зазором. Застосована тут посадка  $H9/f9$  [15] забезпечує мінімальний вірогідний зазор  $2Z_{\min} = 0,084$  мм, максимальний вірогідний зазор  $2Z_{\max} = 0,246$  мм. Допустимий в експлуатації (граничний знос) регламентується величиною  $[2Z] = 0,600$  мм, а допустимий зазор між напрямною балкою та повзуном плунжера – величиною  $[Z_{gb}] = 0,250$  мм. Для випадку наявності граничних зазорів далі виконувались розрахунки.

**Результати та їх обговорення.** Графіки зміни поперечних жорсткостей ( $C = \lambda^{-1}$ ) плунжера –  $C_{r1}$  у випадку відсутності та  $C_{r2}$  за наявності защемлення одного з його кінців, а також  $C_{gb}$  напрямної балки, залежно від кута повороту румпеля, показано на рис. 6, а. Графік демонструє, що жорсткість напрямної балки в усьому діапазоні кутів повороту румпеля переважає жорсткість плунжера у 7...15 разів, що за цілком раціональним задумом конструкторів, в ідеалі має забезпечувати сприйняття напрямною балкою більшої частини бічного навантаження  $F_l$  (жорсткіші деталі несуть більше навантаження). На практиці цей

задум порушується наявністю зазора  $Z_{gb}$  між повзуном плунжера та напрямною балкою. Така система навантажується моментом на румпелі, графік зміни якого показано на рис. 6, б.

На рис. 7, а показано графіки зміни поперечного навантаження плунжера та напрямної балки за наявності зазорів  $2Z = 0,600$  мм (що забезпечує роботу плунжера, як балки на двох шарнірних опорах) та  $Z_{gb} = 0,250$  мм, що відповідає випадку 4 з описаних можливостей сприйняття навантаження деталями рульової машини. З цього графіку можемо бачити, що внаслідок наявності зазора  $Z_{gb}$  у діапазоні кутів повороту румпеля  $\alpha = 0 \dots 10^\circ$ , плунжер повністю сприймає бічне навантаження  $F_l = F_{r1}$  без участі напрямної балки. Балка вступає в роботу починаючи з кутового положення румпеля  $\alpha = 10^\circ$ , де працює в парі з плунжером, утворюючи ЕДБС (рис. 4, I + III), сумарне поперечне навантаження плунжера починаючи з цього моменту становитиме  $F_r = F_{r1} + F_{r2}$ . До кута повороту румпеля  $\alpha \approx 21^\circ$  (перетин ліній  $F_r$  та  $F_{gb}$  позначено точкою), плунжер несе поперечне навантаження більше ніж напрямна балка ( $F_r > F_{gb}$ ). У діапазоні кутів повороту румпеля  $\alpha = 21 \dots 35^\circ$  напрямна балка сприймає більшу частину бічного навантаження  $F_l$ .

Відповідним чином описані процеси впливають на коефіцієнт навантаження напрямної балки  $K_{gl}$  (рис. 7, б), який починає перевищувати нульове значення починаючи з  $\alpha = 10^\circ$ , і досягає свого максимуму  $K_{gl} = 0,59$  при  $\alpha \approx 27,5^\circ$ . Подальші розрахунки демонструють, що більші значення  $K_{gl}$  досяжні лише при менших зазорах між плунжером та втулкою  $2Z = 0,200 \dots 0,300$  мм, що підтримувати достатньо складно. Отже, про ефективну роботу напрямної балки у всьому діапазоні кутів  $\alpha$  не йдеться. Відповідно, у діапазоні кутів повороту румпеля  $\alpha = 0 \dots 15^\circ$ , який є найбільшим за тривалістю при роботі рулевих машин магістральних суден, напрямна балка практично не працює, що збільшує інтенсивність зношування плунжерів, їхніх втулок, ущільнень, та витіки мастила [15]. Це обумовлює необхідність постійного контролю та регулювання зазорів між деталями машини, що ускладнює експлуатацію.

Виконані розрахунки підтверджують, що ефективність в експлуатації роботи напрямної з розвантаження плунжера від поперечного зусилля залежить від стану елементів кінематичних пар її механізму, зокрема величини зазорів  $2Z$  та  $Z_{gb}$ , що підтверджує структурну недосконалість механізму ГРМ Р-18 через наявність надлишкових зв'язків. Підвищення технічного рівня рулевих машин плунжерного типу можливе внаслідок застосування нових типів механізмів для передачі навантаження від плунжерів на румпель з метою зниження поперечного навантаження плунжерів та зменшення кількості надлишкових зв'язків.

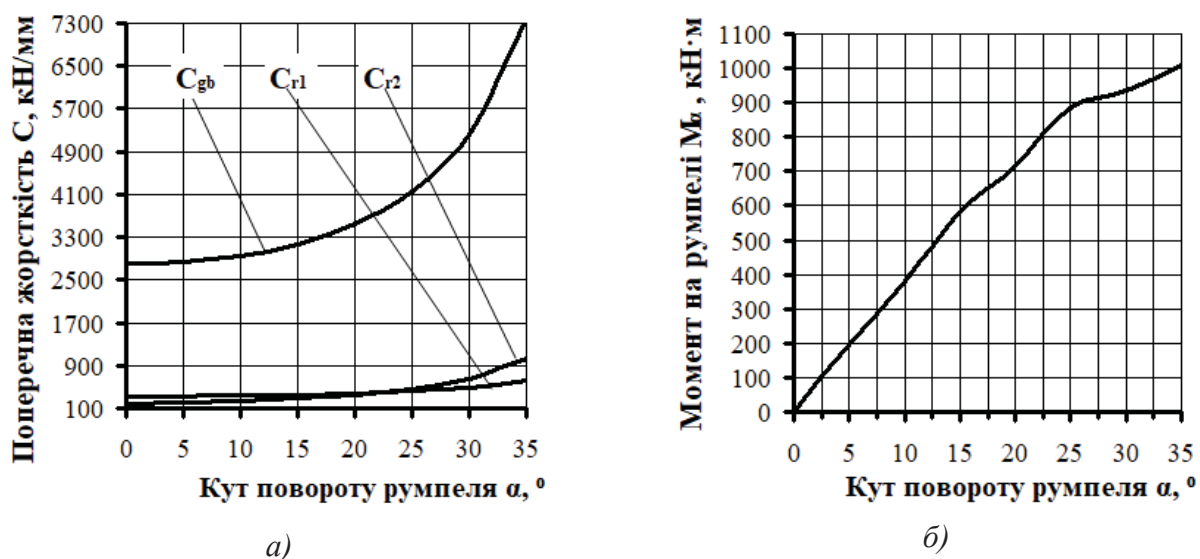


Рисунок 6 – Графік зміни поперечної жорсткості плунжера та напрямної балки (а), а також моменту на румпелі (б) від кута його повороту



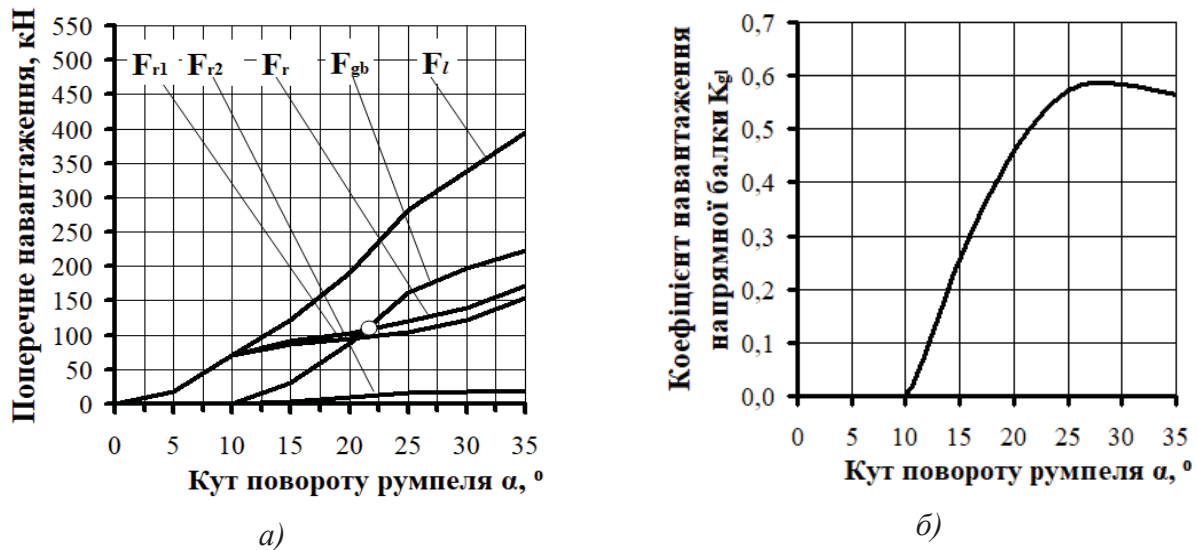


Рисунок 7 – Графік зміни поперечного навантаження плунжера та напрямної балки (а), а також коефіцієнту навантаження напрямної балки (б) від кута його повороту

### Висновки.

1. Розкрито механізм сприйняття та передавання бічного навантаження деталями рульової машини плунжерного типу. Представлена математична модель враховує величину та співвідношення зазорів між плунжером та втулкою, а також плунжером і напрямною балкою. Показано, що залежно від співвідношення зусиль: бічного, достатнього для вибирання кутового зазора між плунжером та втулкою, та достатнього для вибирання лінійного зазора між повзуном плунжера та напрямною балкою, можливо шість варіантів сприйняття бічного навантаження плунжером та напрямною балкою, відтак відрізняється ефективність роботи останньої.

2. Результати розрахунків із використанням розробленої моделі на прикладі рульової машини Р-18 демонструють, що її напрямна балка працює неефективно. Показано, що за наявності найбільших гранично допустимих правилами експлуатації зазорів, у діапазоні найбільш поширених при роботі магістральних суден кутів повороту румпеля  $\alpha = 0 \dots 10^\circ$ , плунжер повністю сприймає бічне навантаження без участі напрямної балки, відповідно остання свою функцію не виконує. У діапазоні кутів повороту румпеля  $\alpha = 10 \dots 21^\circ$ , плунжер несе поперечне навантаження більше ніж напрямна балка, тобто остання свою функцію виконує недостатньо ефективно. Лише при кутах  $\alpha = 21 \dots 35^\circ$  напрямна балка сприймає 50...59% бічного навантаження. Таким чином, про значне розвантаження плунжера внаслідок напрямної балки не йдеться за будь-яких кутів повороту румпеля.

3. Отримані результати демонструють, що наявність напрямної балки в дослідженій конструкції рульової машини збільшує кількість надлишкових зв'язків у її механізмі, збільшує трудомісткість обслуговування та ремонту. З огляду на низьку ефективність роботи та суттєве ускладнення конструкції машини напрямною балкою, а також високу навантаженість плунжерів поперечною силою, можна стверджувати, що резерв для підвищення технічного рівня рульових машин плунжерного типу лежить, зокрема, у площині застосування нових типів механізмів для передачі навантаження від плунжерів на румпель.

**Напрямки подальших досліджень.** Подальші дослідження доцільно спрямувати для використання розробленої моделі для вивчення впливу зазорів на ефективність роботи напрямної балки, розроблення експлуатаційних заходів щодо автоматизованого визначення величини зазорів, а також розроблення раціональних з погляду передавання та розподілу навантаження між елементами конструкцій рульових машин, що мають високу енергетичну ефективність.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Харін В. М. Суднові гідравлічні кермові машини / В. М. Харін. О.: Фенікс, 2005. 280 с.
2. Protsenko V., Malashchenko V., Nastasenko V., Babiy M., Voitovych O. Elevator drum-pad brake mechanisms: redundant constraints and reliability rise opportunity. *Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport*. 2024, 125, 229–242. ISSN: 0209-3324. <https://doi.org/10.20858/sjsutst.2024.125.15>.
3. Погребняк Р. П. Пошук й усунення повторюваних зв'язків у схемі напрямного кривошипно-повзункового механізму захоплювального пристрою. *Наука та прогрес транспорту* / Р. П. Погребняк, М. Р. Погребняк // Вісник Дніпровського національного університету залізничного транспорту. 2020. № 3 (87). С. 129–137. <https://doi.org/10.15802/stp2020/208233>.
4. Paul A. Analysis and implementation of redundant constraints in multibody systems. Ecole polytechnique de Louvain, Université catholique de Louvain, 2020. Prom.: Fiset, Paul. <http://hdl.handle.net/2078.1/thesis:25383>.
5. Zalyubovskii M. G., Panasyuk I. V. On the Study of the Basic Design Parameters of a Seven-Link Spatial Mechanism of a Part Processing Machine. *Int. Appl. Mech.* 56: 2020. 54–64. <https://doi.org/10.1007/s10778-020-00996-x>.
6. Lu P. Study on Redundant Constraint in Mechanism Design. *Advanced Materials Research*, vol. 734–737, Trans Tech Publications, Ltd., 16 Aug. 2013, pp. 2788–2791. Crossref, <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amr.734-737.2788>.
7. Гончаренко А. В. Експлуатація активних транспортних систем в умовах багатоальтернативності та невизначеності: дис. ... д-ра техн. наук: спец. 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту. К.: Національний авіаційний університет, 2016. 328 с.
8. Protsenko V., Nastasenko V., Babiy M., Protasov R. Marine ram-type steering gears maintainability increasing. *Journal of Mechanical Engineering – Strojnícky časopis*. 2022; Vol. 72, №2: 149–160. <https://doi.org/10.2478/scjme-2022-0025>.
9. Проценко В. О. Підвищення структурної досконалості тангенсного механізму суднових рульових машин плунжерного типу / В. О. Проценко, Д. О. Маринченко // Підйомно-транспортна техніка. Науково-технічний та виробничий журнал. Одеса: ІНТЕРПРИНТ. 2022. №1. С. 88–96. <https://doi.org/10.15276/pidtt.1.67.2022.08>.
10. Проценко В. О. Особливості передавання навантаження деталями суднової рульової машини плунжерного типу / В. О. Проценко, В. О. Настасенко, М. В. Бабій, А. О. Білоконь // Судноводіння. Науково-технічний збірник. Одеса: НУ «ОМА». 2020. Вип. 30. С. 107–116. <https://doi.org/10.31653/2306-5761.30.2020.107-116>.
11. Проценко В. О. Перспективи вдосконалення важільного механізму рульових машин плунжерного типу / В. О. Проценко, В. О. Настасенко, М. В. Бабій, А. О. Білоконь // Розвиток транспорту. Одеса: Видавничий дім "Гельветіка", 2021. № 1(8). С. 78–90. <https://doi.org/10.33082/td.2021.1-8.08>.
12. Посацький С. Л. Опір матеріалів / С. Л. Посацький. Львів: Видавництво Львівського університету, 1963. 360 с.
13. Фесик С. П. Справочник по сопроотивленію материалов / С. П. Фесик. К.: Будівельник, 1982. 280 с.
14. Харін В. М. та ін. Суднові машини, установки, пристрої та системи. Одеса: Трансліт, 2010. 646 с.
15. Малащенко В. О. Торцеві ущільнення підвищеної герметичності : монографія / В. О. Малащенко, І. О. Похильчук, В. М. Стрілець. Рівне : НУВГП, 2014. 128 с.

## REFERENCES

1. Kharin V. M. (2005). *Sudnovi hidravlichni kermovi mashyny*. Feniks, 280 s.
2. Protsenko, V., Malashchenko, V., Nastasenko, V., Babiy, M., Voitovych, O. (2024). Elevator drum-pad brake mechanisms: redundant constraints and reliability rise opportunity. *Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport*. 125, 229–242. ISSN: 0209-3324. <https://doi.org/10.20858/sjsutst.2024.125.15>.
3. Pogrebnyak, R. P., & Pohrebniak, M. R. (2020). Search and elimination of repeated connections in the scheme of guiding slide-crank mechanism of the gripping device. *Science and Transport Progress*, (3(87)), 129–137. <https://doi.org/10.15802/stp2020/208261>.
4. Paul, A. (2020). Analysis and implementation of redundant constraints in multibody systems. Ecole polytechnique de Louvain, Université catholique de Louvain, 2020. Prom. : Fiset, Paul. <http://hdl.handle.net/2078.1/thesis:25383>.
5. Zalyubovskii, M. G., Panasyuk, I. V. (2020). On the Study of the Basic Design Parameters of a Seven-Link Spatial Mechanism of a Part Processing Machine. *Int. Appl. Mech.* 56: 54–64. <https://doi.org/10.1007/s10778-020-00996-x>.
6. Lu, P. (2013). Study on Redundant Constraint in Mechanism Design. In *Advanced Materials Research (Vols. 734–737, pp. 2788–2791)*. Trans Tech Publications, Ltd. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amr.734-737.2788>.
7. Honcharenko, A. V. (2016). *Ekspluatatsiia aktyvnykh transportnykh system v umovakh bahatoalternatyvnosti ta nevyznachenosti*: dys. ... d-ra tekhn. nauk: spets. 05.22.20 – ekspluatatsiia ta remont zasobiv transportu. – K.: Natsionalnyi aviatsiynyi universytet.
8. Protsenko, V., Nastasenko, V., Babiy, M., Protasov, R. (2022). Marine ram-type steering gears maintainability increasing. *Journal of Mechanical Engineering – Strojnický časopis*; Vol. 72, №2: 149–160. <https://doi.org/10.2478/scjme-2022-0025>.
9. Protsenko, V. O. Pidvyshchennia strukturnoi doskonalosti tanhensnogo mekhanizmu sudnovykh rulovykh mashyn plunzhernoho typu / V. O. Protsenko, D. O. Marynchenko // *Pidiomno-transportna tekhnika. Naukovo-tekhnichnyi ta vyrobnychi zhurnal*. – Odesa: INTERPRINT. – 2022. – №1 – S. 88–96. <https://doi.org/10.15276/pidtt.1.67.2022.08>.
10. Protsenko, V. O., Nastasenko, V. O., Babiy, M. V., & Bilokon, A. O. (2020). Marine ram-type steering gear details load transfer features. *Shipping & Navigation*, 30(1), 107–116. <https://doi.org/10.31653/2306-5761.30.2020.107-116>.
11. Protsenko, V. O., Nastasenko, V. O., Babii, M. V., & Bilokon, A. O. (2021). Perspektyvy vdoskonalennia vazhilnogo mekhanizmu rulovykh mashyn plunzhernoho typu. *Transport development*, (1(8)), 78–90. <https://doi.org/10.33082/td.2021.1-8.08>.
12. Posatskyi, S. L. (1963). *Opir materialiv*. Vydavnytstvo Lvivskoho universytetu.
13. Fesyk, S. P. (1982). *Spravochnyk po soprotivleniyu materyalov*. Budivelnik.
14. Kharin V. M. ta in. (2010). *Sudnovi mashyny, ustanovky, prystroi ta systemy*. Translit, 646 s.
15. Malashchenko, V. O. (2014). *Torcevi ushchilnennya pidvishchenoi hermetychnosti*. NUVGP.

**Protsenko V. O., Nastasenko V. O., Babii M. V.** DEVELOPMENT OF LOAD TRANSFER BY THE PARTS OF A RAM-TYPE STEERING GEAR MODEL

*The article deals with the load capacity of ram-type steering machines. A new mathematical model of load between gear parts is developed. The presented discrete mathematical model takes into account the size and the ratio of the gaps ZZ between the ram and the sleeve, as well as the gap Z<sub>rb</sub> between the ram and the guide beam slipper. Depending on the ratio of forces: lateral, sufficient to select the angular gap between the ram and the sleeve, and sufficient to select the linear gap between the ram slider and the guide beam, the perception of the lateral load by the ram and the guide beam can occur in six possible variants. The ratios between the mentioned forces are recorded, determining the number and boundaries of lateral load transitions between the described variants of load perception. The calculations were performed using the developed mathematical model on the example of the R-18 steering gear. It is shown that in the presence of the largest*

*maximum permissible by the operating rules gaps between the ram and the sleeve, ram and the guide beam slipper, the guide beam can perceive 50...59% of the lateral load only at the rudder angle spectrum  $\alpha = 21...35^\circ$ , and in the range of the most common in operation rudder angle amplitude  $\alpha = 0...10^\circ$  in the operation of main vessels, the guide beam does not perform its function at all, overloading the rams, bushings and seals. Performed in the article calculations confirm that the efficiency of the operation of the guide for unloading the ram from the transverse force depends on the state of the elements of the kinematic pairs of its mechanism, particularly the values of the gaps, which confirms the structural imperfection of the R-18 timing mechanism due to the presence of redundant constraints. It is shown that the reserve for increasing the technical level of ram-type steering machines lies in the application of new types of mechanisms for transferring the load from the rams to the tiller.*

**Key words:** steering gear; ram; torque; load; deflection.

© Проценко В. О., Настасенко В. О., Бабій М. В.

Статтю прийнято до редакції 03.12.2024